

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6654190号
(P6654190)

(45) 発行日 令和2年2月26日(2020.2.26)

(24) 登録日 令和2年1月31日(2020.1.31)

(51) Int.Cl.

F 1

F04D 27/00 (2006.01)

F 0 4 D 27/00

K

F25B 1/053 (2006.01)

F 2 5 B 1/053

A

F25B 11/00 (2006.01)

F 2 5 B 11/00

請求項の数 6 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2017-521291 (P2017-521291)
 (86) (22) 出願日 平成27年7月2日 (2015.7.2)
 (65) 公表番号 特表2017-524101 (P2017-524101A)
 (43) 公表日 平成29年8月24日 (2017.8.24)
 (86) 國際出願番号 PCT/EP2015/001341
 (87) 國際公開番号 WO2016/005037
 (87) 國際公開日 平成28年1月14日 (2016.1.14)
 審査請求日 平成30年6月22日 (2018.6.22)
 (31) 優先権主張番号 102014010102.9
 (32) 優先日 平成26年7月8日 (2014.7.8)
 (33) 優先権主張国・地域又は機関
ドイツ (DE)

(73) 特許権者 517005204
リンデ アクチエンゲゼルシャフト
ドイツ連邦共和国 80331 ミュンヘン、クロスターホフシュトラーセ 1
(74) 代理人 110000855
特許業務法人浅村特許事務所
(72) 発明者 ウレシン、カン
スイス国、ヴィンタートゥール、ノイヴィーゼンシュトラーセ 14
審査官 岸 智章

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】一連の極低温圧縮機における流体の圧力及び温度制御のための方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

一連の極低温圧縮機における流体の圧力及び温度制御のための方法であって、各圧縮機 (V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4) の実際の速度を検出する工程と、前記一連の極低温圧縮機の最上流の第1の圧縮機 (V_1) の入力部での実際の入口圧力 ($p_{\text{実際}}$) 及び実際の入口温度 ($T_{\text{実際}}$) を検出する工程と、前記一連の極低温圧縮機の前記第1の圧縮機 (V_1) の所望の入口圧力 ($p_{\text{目標}}$) を指定する工程と、

前記それぞれの圧縮機の最大速度 (n_i 、最大)、及び前記それぞれの圧縮機 (V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4) の前記実際の速度 (n_i) から、各圧縮機 (V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4) の速度指数 (D_i) を決定する工程と、

前記所望の入口圧力 ($p_{\text{所望}}$) からの前記実際の入口圧力 ($p_{\text{実際}}$) の逸脱から、比例値 (p_{ratio}) を決定する工程と、

優先値 (PW) を決定する工程であって、前記比例値 (p_{ratio}) が前記一連の極低温圧縮機の全ての圧縮機 (V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4) の最小速度指数 (D_i) よりも小さい場合には、前記比例値 (p_{ratio}) から前記優先値 (PW) が決定され、前記比例値が前記一連の極低温圧縮機の全ての圧縮機 (V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4) の中の前記最小速度指数 (D_i) よりも大きい場合には、前記一連の極低温圧縮機の全ての圧縮機 (V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4) の中の前記最小速度指数 (D_i) から前記優先値 (PW) が決定される、工程と、

前記優先値 (P W) を用いて、前記一連の極低温圧縮機の前記第 1 の圧縮機 (V₁) の所望の入口温度 (T_{所望})、及び各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の所望の速度 (n_{1 所望}、n_{2 所望}、n_{3 所望}、n_{4 所望}) を決定する工程と、

前記決定した所望の入口温度 (T_{所望}) に対して、前記第 1 の圧縮機 (V₁) の前記実際の入口温度 (T_{実際}) を調整する工程と、

前記決定した所望の速度 (n_{1 所望}、n_{2 所望}、n_{3 所望}、n_{4 所望}) に対して、各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記実際の速度 (n_i) を調整する工程とを含む、圧力及び温度制御のための方法。

【請求項 2】

各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記速度指数 (D_i) が、各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記最大速度 (n_i、最大) 及び前記実際の速度 (n_i) の差と、前記最大速度 (n_i、最大) との比に対応することを特徴とする、請求項 1 に記載の方法。 10

【請求項 3】

全ての圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記最小速度指数 (D_i) が前記比例値 (p r o p) よりも小さい場合に、前記比例値 (p r o p) が前記最小速度指数 (D_i) よりも小さくなるまで前記実際の入口温度 (T_{実際}) が低下されるような様式で、前記優先値 (P W) が前記制御に影響を及ぼすことを特徴とする、請求項 1 又は 2 に記載の方法。

【請求項 4】

各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記実際の速度 (n_i) が、換算した実際の速度から決定されること、及び各圧縮機の前記圧縮機の所望の速度 (n_{1 所望}、n_{2 所望}、n_{3 所望}、n_{4 所望}) が、換算した所望の速度 (n_{1 所望}、換算、n_{2 所望}、換算、n_{3 所望}、換算、n_{4 所望}、換算) から決定されることを特徴とし、前記換算した実際の速度が、前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記入力部での前記実際の速度 (n_i) 及び実際の温度 (T_{実際}、T₁、T₂、T₃) から決定され、前記換算した所望の速度 (n_{1 所望}、換算、n_{2 所望}、換算、n_{3 所望}、換算、n_{4 所望}、換算) が、各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記入力部での前記所望の速度 (n_{1 所望}、換算、n_{2 所望}、n_{3 所望}、n_{4 所望}) 及び前記実際の温度 (T_{実際}、T₁、T₂、T₃) から決定される、請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載の方法。 20

【請求項 5】

積分値 (i n t) が、前記優先値 (P W) から決定されることを特徴とし、前記積分値 (i n t) が、前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記換算した所望の速度 (n_{1 所望}、換算、n_{2 所望}、換算、n_{3 所望}、換算、n_{4 所望}、換算) を決定するために使用される、請求項 4 に記載の方法。 30

【請求項 6】

実際の総圧力比 (実際) が決定され、前記実際の総圧力比 (実際) が、最下流の圧縮機 (V₄) の出口での圧力に対応する実際の出口圧力 (p₄) と、前記第 1 の圧縮機 (V₁) の前記実際の入口圧力 (p_{実際}) とに対応すること、及び

容量係数 (X) が、前記実際の総圧力比 (実際) から決定され、また前記優先値 (P W) 及び前記積分値 (i n t) の比例積分値が決定され、各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記換算した所望の速度 (n_{1 所望}、換算、n_{2 所望}、換算、n_{3 所望}、換算、n_{4 所望}、換算) が、前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) に起因する制御関数 (F) の関数値として決定され、該制御関数が、換算した所望の速度 (n_{1 所望}、換算、n_{2 所望}、換算、n_{3 所望}、換算、n_{4 所望}、換算) を、容量係数 (X) 及びモデル総圧力比 (モデル) からの値の対のそれぞれに割り当て、前記値の対のそれが、前記実際の総圧力比 (実際) によって、又は前記実際の総圧力比 (実際) に等しくなるように決定されること 40

を特徴とする、請求項 5 に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、とりわけ極低温冷却システムの始動中の、又は請求項1に記載の一連の極低温圧縮機におけるクールダウン中の、流体、特にヘリウムの圧力及び温度制御のための方法に関する。

【背景技術】

【0002】

(1 barのスケールでの)大きな圧力差を克服又は生成するために、直列の遠心又はターボ圧縮機(本明細書でこれ以降、圧縮機と称される)が使用される。

【0003】

このような圧縮機、特にターボ圧縮機は、従来技術から知られており、典型的には、シャフトを有し、該シャフトは、少なくとも1個のインペラ(圧縮機ホイール)又はシャフトに直接接続されるローターブレードを有し、それによって、シャフトの回転中に流体が圧縮される。本発明の文脈において、圧縮機の速度は、単位時間あたりにシャフト軸の周りをシャフトが全回転(360°)した回数を意味すると理解される。ターボ圧縮機などの圧縮機は、特に、遠心圧縮機及び軸流圧縮機に細分化される。遠心圧縮機の場合に、流体は、シャフトに対して軸方向に流れて、半径方向外向きの方向に偏向される。しかしながら、軸流圧縮機の場合、圧縮される流体は、圧縮機を通って、シャフトに平行な方向に流れ込む。

10

【0004】

圧縮機の速度を調整することによって、流体の入力圧力、すなわち直列の最上流の圧縮機の入力部での圧力は、第1の圧縮機において制御される。これはまた、特に、第1の圧縮機の下流にある他の圧縮機のそれぞれの入力部での入力条件も決定する。入力条件は、それぞれの圧縮機の入力点での圧力及び温度によって決定される。全体を通して、圧縮機のそれぞれの入力条件は、その前の圧縮機の出口での流体のそれぞれの条件に対応する。これにより、圧縮機の速度の変化はまた、直列の他の圧縮機の流体入口の入力条件にも常時影響を与えることになる。極低温システムについて、すなわち、極めて低い温度(1.5 K ~ 100 K)用に、この場合では特に1.5 K ~ 2.2 Kの温度用に設計された冷却システムについて、入口圧力を制御することは、吸入側、すなわち、圧縮機が気相(蒸気)を吸引する側で、低温液体の所望の飽和温度に到達することを可能にする。直列の(他には、単一の圧縮機による)圧縮プロセス中には、直列の出力部での圧力、並びに圧縮機を通って流れる流体の温度が上昇する(ポリトロピック圧縮プロセス)。動作点変動の影響を平滑化するために、圧縮機を通る換算質量流量又は制御中の圧縮機の換算速度などの、いわゆる換算変数が使用される。これらの換算変数を算出するには、圧縮機の温度、圧力、及び設定値(更には仕様)などの寸法(すなわち、例えば、圧縮機の質量流量又は速度)が必要とされる。設定値は、圧縮機が最高効率(最も経済的な様式)で動作する、圧縮機の動作条件である。圧縮機は、例えば、それぞれの圧縮機の速度、温度、及び圧力に関する設定値を有する。目標は、圧縮機の仕様に近接して直列の圧縮機を動作させることである。

20

【0005】

通常、このような極低温冷凍システムの始動中に、直列の圧縮機の吸入側の流体は、最初に十分に冷却される(例えば、300 K ~ 4 K)。これは、大気圧、すなわち、1 barで起こり得る。次いで、抑制を介して、より低い温度が実現される。このプロセスはまた、クールダウンとも呼ばれる。直列の圧縮機を始動することによって、システムの吸入側に圧力の減少が起こる。この圧力の減少は、特に、流体を超えて更に温度を低下させる役割を果たす(ポンプダウン)。例えば3台又は4台の圧縮機の、直列の圧縮機を通って流れている間の圧縮プロセスによる流体の温度上昇は、約4 K ~ 23 Kの範囲内にある。

30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

直列の圧縮機が運転中でないのであれば、すなわち、いかなる圧縮も起こっていない場合に、質量流量の温度は、直列の圧縮機の出口において4 Kであり、これは、下で説明さ

40

50

れるように、問題を含み得る。直列の圧縮機の下流に位置する、並列質量流量を冷却するために使用される熱交換器は、例えば、23K用に設計され得る。しかしながら、このような熱交換器は、より長い期間にわたって直列の圧縮機からの4Kの低温質量流量が灌流しているので、熱交換器内部の並列質量流量が十分に冷却される。下流で、この並列質量流量は、タービンを介してだけ膨張するので、並列質量流量の凝縮は、タービン内部で起こり得る。この凝縮を回避するために、タービンのスイッチが切られ、それによって、冷却プロセスが一時的に中断される。これらの動作条件は、回避されるべきであり、また、システムのトリップと称される。一方で、圧縮機がシステムと同時に始動され、したがって、流体を圧縮する場合は、システムが依然として暖かいので、吸入側からの暖かい流体が圧縮機を通って流れる。これらの温度において、流体の気体密度は、非常に低い。例えば20mbarの所定の所望の圧力により、圧縮機は、吸入側で非常に高速であることを特徴とする。しかしながら、高いガス温度は、圧縮機がそれらの最大速度に迅速に到達することを意味する。高速の原因は、一方では、低い所定の所望の圧力であり、他方では、圧縮機での相対的に高い温度である。最悪のシナリオの間には、過速度が起こる。過速度は、圧縮機が設計されていない速度であり、したがって、回避しなければならない。したがって、直列の圧縮機における流体の圧縮は、圧縮機の温度が上昇し過ぎることがないように、並列のクールダウン及びポンプダウン中に、繰り返し中断しなければならない。上で述べられるように、温度もまた、換算速度などの換算制御変数にともに入る。これは、圧縮機での温度の上昇が、換算速度の増加を引き起こすことを意味する。したがって、同時クールダウン時の中断されないポンプダウンを確実にする、直列の圧縮機の入力に対する、とりわけクールダウン及び／又はポンプダウン段階に対する温度制御を処理することが望ましい。

【課題を解決するための手段】

【0007】

この問題は、本発明による方法によって解決される。全体を通して、

- 圧縮機毎の実際の速度を検出する工程であって、該実際の速度が圧縮機の現在の速度である、検出する工程と、

- 最上流の直列の第1の圧縮機の入口での実際の入口圧力及び実際の入口温度を検出する工程であって、特に圧縮機の吸入側からの直列の流れの方向が、圧力を増加させる方向であり、実際の入口温度及び実際の入口圧力が、特に、第1の圧縮機の入口での現在の温度及び／又は現在の圧力である、検出する工程と、

- 直列の圧縮機毎の最大速度及び直列の第1の圧縮機の所望の入口圧力を設定する工程であって、該最大速度が、それぞれの圧縮機の安定した動作を確実にするそれぞれの圧縮機の最大許容速度であり、該所望の入口圧力が、第1の圧縮機の入口において所望される圧力に対応する、設定する工程と、

- 各圧縮機の最大速度及び実際の速度から、直列の圧縮機毎の速度指標を決定する工程と、

- 所望の入口圧力からの実際の入口圧力の逸脱から、比例値を決定する工程と、
- 2つの値、すなわち、全ての直列の圧縮機の比例値及び最小速度指標のうちの小さい方から、優先値（好ましくは、優先値は、2つの示された値のうちの小さい方に等しい）を決定する工程と、

- 該優先値から、直列の第1の圧縮機の所望の入口温度、及び圧縮機毎の所望の速度を決定する工程と、

- 検出した所望の入口温度に比較して、第1の圧縮機の実際の入口温度を調整する工程と、

- 検出した所望の速度に比較して、圧縮機毎の実際の速度を調整する工程と、が提供される。

【0008】

比例値は、特に、所望の入口圧力と実際の入口圧力との差に比例する。

$p_{\text{rop}} = -k(p_{\text{所望}} - p_{\text{実際}})$ 、
式中、 k は、比例定数である。

【0009】

したがって、優先値は、最初に、2つの値、すなわち比例値又は最小の速度指標のうちのどちらを直列の圧縮機を制御するために使用するのかを決定する。優先値が、例えば比例値に対応する場合、比例値がとりわけ制御値として圧力差を反映するので、制御の優先度は、圧力制御（すなわち、特にポンプダウン）である。優先値が最小速度指標に対応する場合、制御の優先度は、特に、第1の圧縮機での入口温度である。このような制御下では、圧縮機速度を更に上昇させるべきではない。

【0010】

圧縮機毎の所望の速度を決定するために、特に直列の各圧縮機の入力部で、それぞれの入口温度が検出される。

【0011】

本発明による方法は、クールダウンと並列にポンプダウンプロセスを実行することを可能にする。本発明による方法により、クールダウンプロセスが終了した直後に、温度がそれ以上低下しない。更に、流体の温度が、すでに出力点にある、下流圧縮機、例えば、熱交換器に好適な温度範囲にわたって、このようにして調節される。

【0012】

別の利点は、とりわけ入口温度の低下が速度の低下をもたらすので、全ての圧縮機について過速度が回避されることである。本発明による方法の場合、例えば過剰な圧縮機速度に必要とされるポンプダウンプロセスを、中断を伴わずに生じさせることができることが、更に好都合である。

【0013】

環境からの、すなわち外部からの望ましくない熱供給の影響を最小にすることができることが、更に好都合である。更にまた、ポンプダウン動作中に、所望の入口温度を自動的かつ過渡的に制御することができる事が、とりわけ好都合である。本発明による方法はまた、超臨界ヘリウムポンプにおける温度制御にもとりわけ適している。

【0014】

本発明の好ましい変形例は、圧縮機毎の速度が、それぞれの圧縮機の最大速度 $n_{i, \text{最大}}$ 、最大と実際の速度 $n_{i, \text{実}}$ との差と、最大速度との比（商）に対応することを提供する。

【数2】

$$D_i = \frac{n_{i, \text{最大}} - n_{i, \text{実}}}{n_{i, \text{最大}}} = 1 - \frac{n_{i, \text{実}}}{n_{i, \text{最大}}}$$

式中、 i は、それぞれの圧縮機を示す指標である。

【0015】

特に好ましくは、全ての圧縮機の最小速度指標が比例値よりも小さい場合に、比例値が速度指標よりも小さくなるまで、特に、検出した所望の入口温度の段階的又は連続的な低減によって、実際の入口温度が低下されるような様式で、また、特に、最小速度指標が比例値よりも小さい間は、それぞれの圧縮機の実際の速度が増加しないような様式で、優先値が制御に影響を及ぼす。比例値は、特に、実際の入力圧力を制御するために使用される。

【0016】

本発明の好ましい変形例において、各圧縮機の実際の速度は、換算した実際の速度から決定され、各圧縮機の所望の速度は、換算した所望の速度から決定され、換算した実際の速度は、それぞれの圧縮機の入力部での実際の速度及び実際の温度から決定され、換算した所望のものは、それぞれの圧縮機の入力部での所望の速度及び実際の温度から決定され

10

20

30

40

50

る速度である。換算した変数の実際 / 絶対変数への詳細な変換は、下の例示的な式に示される。

【0017】

本発明の変形例において、積分値は、優先値から決定され、該積分値は、特に、換算した所望の速度を決定するために使用される。全体を通して、積分値は、特に、比例値 $prop$ 、又は一般に、積分値 $int_{t=n+1}$ に対する優先値から成る。次いで、比例値 $prop$ 及び / 又は優先値 PW は、サイクル時間 T_{int} を乗じ、積分 T_{int} 、で除し、そして、以前のサイクル $int_{t=n}$ に加える。

【数3】

10

$$int_{t=n+1} = int_{t=n} + prop \cdot \frac{\Delta t}{T_{int}}$$

及び / 又は

【数4】

$$int_{t=n+1} = int_{t=n} + PW \cdot \frac{\Delta t}{T_{int}}$$

20

【0018】

本発明の好ましい変形例では、実際の総圧力比が決定され、該実際の総圧力比は、実際の出口圧力からの商に等しく、該商は、最下流の圧縮機の出力部での圧力及び第1の圧縮機の実際の入口圧力に対応する。

【0019】

本発明の変形例において、容量係数は、実際の総圧力比から決定され、比例積分値は、優先値及び積分値から決定され、圧縮機毎の換算した所望の速度は、それぞれの圧縮機に起因する制御関数の関数値として決定され、換算した所望の速度は、容量係数及び（特に実際の総圧力比から決定される）モデル総圧力比から成る、各値の対に起因する。

【0020】

30

以下の例示的な説明は、好ましい変形例及び実施例、並びに本発明による方法の他の特徴を詳細に述べる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明による方法の概略図である。

【発明を実施するための形態】

【0022】

図1は、本発明による方法を実施するために使用することができる、プロセス線図の概略図である。4台の圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 が直列に配設され、各圧縮機は、その吸入側での入口圧力 $p_{実際}$ 、 p_1 、 p_2 、 p_3 、及びその入力点での温度 $T_{実際}$ 、 T_1 、 T_2 、 T_3 を特徴とする。直列の第1の圧縮機 V_1 の上流には、ある温度 $T_{コールドボックス}$ （例えば、200K、100K、50K、20K、及び / 又は4K）の低温流体のための入口があり、該低温流体は、特に弁を介して、冷却を必要とする流体に加えることができる。圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 毎に、入力点において温度 $T_{実際}$ 、 T_1 、 T_2 、 T_3 が決定される。第1の圧縮機 V_1 の場合、温度は、実際の入口温度 $T_{実際}$ である。更にまた、それぞれの圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 の入力において実際の圧力 $p_{実際}$ 、 p_1 、 p_2 、 p_3 も決定される。実際の総圧力比 $n_{実際}$ は、実際の入口圧力 $p_{実際}$ 及び実際の出口圧力 p_4 から算出される。これは、圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 の、換算速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望、換算を決定する役割を果たす。

40

50

【数5】

$$\pi_{\text{実際}} = \frac{p_4}{p_{\text{実際}}}$$

【0023】

実際の入口圧力 $p_{\text{実際}}$ 及び所望の入口圧力 $p_{\text{所望}}$ 、並びに実際の総圧力 $\pi_{\text{実際}}$ から、全ての圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 に等しい容量係数 X を決定することが可能である。この容量係数 X は、各圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 のそれぞれに起因する制御関数 F を介して、各圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 について、それぞれの換算した所望の速度 n_1 所望、換算 n_2 所望、換算 n_3 所望、換算 n_4 所望、換算を決定する役割を果たし(10 例えれば表又は多項式の形態で、各圧縮機について予め算出される)、

よって、直列の圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 が最も経済的な様式で作動する。

【0024】

容量係数 X は、特に、0 ($X_{\text{ポンプ}} = 0$ 、ポンピングレジーム) から 1 ($X_{\text{ブロック}} = 1$ 、ブロッキングレジーム) の間の値を受け入れることができるような性質である。ポンピングレジーム及びブロッキングレジームは、回避されるべき圧縮機の動作条件である。ポンピングレジームは、圧縮機がいわゆるサージ条件を満たす動作状態に対応し、一方で、ブロッキングレジームは、いわゆるチョーク条件を満たす動作条件に対応する。圧縮機がこれらのレジームに入らないようにするために、容量係数 X は、最小値 $X_{\text{最小}} = X_{\text{ポンプ}} + 0.05$ から最大値 $X_{\text{最大}} = X_{\text{ブロック}} - 0.1$ の間の値に制限される。(20)

【0025】

同様に、積分値 $int_{t=n+1}$ について、積分値 int の上限値 $int_{\text{最大}}$ 及び / 又は下限値 $int_{\text{最小}}$ は、 $X_{\text{最大}}$ 及び / 又は $X_{\text{最小}}$ を介して、及び実際の総圧力比の自然対数 $ln(\pi_{\text{実際}})$ から導出される。

【数6】

$$int_{\text{最小}} = X_{\text{最小}} + \ln(\pi_{\text{実際}})$$

$$int_{\text{最大}} = X_{\text{最大}} + \ln(\pi_{\text{実際}})$$

30

【0026】

測定した実際の総圧力比 $\pi_{\text{実際}}$ は、過渡的モード(ポンプダウン)中に増加し続ける(実際の入口圧力 $p_{\text{実際}}$ は、減少し続ける)ので、積分値の制限も増加する。逆の場合(ポンプアップ)において、すなわち、所望の入口圧力 $p_{\text{所望}}$ が実際の入口圧力 $p_{\text{実際}}$ よりも小さい場合に、これらの制限値は減少し続ける。

【0027】

積分値 $int_{t=n+1}$ が、上限値 $int_{\text{最大}}$ 及び / 又は下限値 $int_{\text{最小}}$ を超える、及び / 又はそれよりも小さい場合には、それぞれの制限値に制限される。(40)

【0028】

比例積分 PI 値を生成するために、優先値 PW と積分値 $int_{t=n+1}$ とを加える。

【数7】

$$PI = PW + int_{n+1}$$

【0029】

全ての圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 をそれらの仕様点で直列に運転する場合、直列の圧縮機は、設計総圧力比 $\pi_{\text{設計}}$ において、その設計又は動作に到達する。

【0030】

50

比例積分値 P_I が、容量係数の最大値 $X_{\text{最大}}$ の合計よりも、かつ設計総圧力比値 $\pi_{\text{設計}}$ の自然対数よりもよりも小さい場合、容量係数 X は、比例積分値 P_I と、実際の総圧力比値 $\pi_{\text{実際}}$ の自然対数との差から決定される。そうでない場合、比例積分 P_I 値は、設計総圧力比値 $\pi_{\text{設計}}$ と、特に容量係数 X を決定するときの容量係数の最大値 $X_{\text{最大}}$ との合計に制限される。したがって、以下を適用する。

(数8)

$X = P_I - 1 \ln(\pi_{\text{実際}})$ 、 $P_I < 1 \ln(\pi_{\text{設計}}) + X_{\text{プロック}}$ である場合

$X = 1 \ln(\pi_{\text{設計}}) + X_{\text{プロック}} - 1 \ln(\pi_{\text{実際}})$ 、 そうでない場合

このような様式において決定される容量係数 X に基づいて、本発明によるプロセスは、ここで、モデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ をどのように決定するのかを選択し、次いで、選択したものが、換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望、換算を決定するために、制御関数 F に渡される。決定した容量係数 X が最小値 $X_{\text{最小}}$ と最大値 $X_{\text{最大}}$ との間にあるならば、モデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ は、実際の総圧力比 $\pi_{\text{実際}}$ に等しい。容量係数 X がこの値の範囲外にある場合は、モデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ が飽和関数を介して変更される。

【0031】

その後に、容量係数 X は、その最小値 $X_{\text{最小}}$ 及び / 又は最大値 $X_{\text{最大}}$ に制限される。特に、モデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ と併せて、制御関数 F に転送され、該制御関数は、これらの引数を基礎として使用して、それぞれの圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 について、換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望、換算を決定する。

【0032】

飽和関数 SF は、例えば以下を介して、最小値 $X_{\text{最小}}$ と最大値 $X_{\text{最大}}$ との間に位置しない容量係数 X の値について与えることができる。

(数9)

$X > X_{\text{最大}}$ の場合、 $SF = \exp(0.5 \times (X - X_{\text{最大}}))$ 、

及び / 又は $X < X_{\text{最小}}$ の場合、 $SF = \exp(0.5 \times (X - X_{\text{最小}}))$

これは、以下を意味する。

【数10】

$\pi_{\text{モデル}} = \pi_{\text{実際}} \cdot SF \Leftrightarrow 1 \ln(\pi_{\text{モデル}}) = 1 \ln(\pi_{\text{実際}}) + 0.5 \cdot (X_{\text{最小}}/X_{\text{最大}})$

【0033】

このモデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ の修正は、容量係数 X が飽和状態である動作状態において、それでも制御が圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 に影響を及ぼし続け、それから、容量係数 X の代わりにモデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ を変化させることを確実にし、制御関数 F が、これらの動作状態から外れるように導く換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望を要求することを可能にする。

【0034】

換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望は、とりわけ表（ルックアップ表）の形態で、圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 毎に配置することができる。この表は、特に、オイラーのターボ機械の式を使用したモデル算出によって作成することができる。容量係数 X 及びモデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ に従って、表から換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望を読み出すためのソフトウェアを使用することができる。よって、この表は、特に制御関数に対応し、また、少なくとも多数の容量係数 X （例えば、 $X = 0, 0.25, 0.5, 0.75$ 、及び 1）及びモデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ について、それぞれの圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 のそれぞれの換算した速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望を含む。表に列記されていない容量係数 X の値は、補間によって決定される。更に、容量係数 X は、モデル総圧力比 $\pi_{\text{モデル}}$ 及び換算した速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望を

10

20

30

40

50

n_3 所望、換算、 n_4 所望、換算の関数として、実際の入口圧力 $p_{\text{実際}}$ が制御関数 F を介して所望の入口圧力 $p_{\text{所望}}$ と整合するように選択される。

【0035】

クールダウンと並列なシステムのポンプダウン、すなわち冷却段階中の圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 の吸入側に対する圧力を低下させることを確実にするために、圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 における過剰に高い速度を回避するために、実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ を第1の圧縮機 V_1 において低下させなければならないかどうか、又は第1の圧縮機 V_1 での更なる冷却を伴わずに動作を確実にできるかどうかを決定しなければならない。この目的のために、2つの値を互いに比較する。最初に、実際の入口圧力 $p_{\text{実際}}$ 及び所望の入口圧力 $p_{\text{所望}}$ から、比例値 p_{rop} を算出する。次いで、算出した各圧縮機の速度割り当てから、速度指標を算出する。そして第2に、速度割り当てから、圧縮機毎に速度指標を算出するが、該速度割り当ては、次式によって与えられ、

【数11】

$$Q_i = \frac{n_i}{n_{i,\text{最大}}}$$

速度指標 D_i は、次式によって与えられる。

【数12】

$$D_i = 1 - Q_i = 1 - \frac{n_i}{n_{i,\text{最大}}}$$

式中、 $n_{i,\text{最大}}$ は、それぞれの圧縮機 V_i の最大速度に等しい。 i は、指標 ($i = 1 - 4$) である。

【0036】

したがって、圧縮機 V_i の速度指標 D_i がゼロに向かう傾向がある場合は、圧縮機 V_i がその最大速度 $n_{i,\text{最大}}$ の近くで動作しているので、換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望、換算を増加させることによって、それ以上高い速度 n_i を設定するべきではないことを意味する。

【0037】

ここで、圧縮機 V_i 每の速度指標 D_i の総計から、最小速度指標 D_i を比例値 p_{rop} と比較する。2つの値のうちの小さい方が優先値 PW に割り当てられ、次いで、該優先値は、更なる制御値 (例えば、特に容量係数又は所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ を用いて、換算した所望の速度 n_1 所望、換算、 n_2 所望、換算、 n_3 所望、換算、 n_4 所望、換算など) を決定する役割を果たす。これは、圧縮機 V_i が既に非常に高い速度 n_i で動作している場合に、速度指標 D_i がほぼゼロになることを意味する。これは、実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ が低下するように、冷却リザーバを介して、第1の V_1 の入口の上流に低温流体を加えるような様式で、システム制御に優先順位をつける。その結果、圧縮機 V_i の速度 n_i が減少し、よって、この圧縮機 V_i の速度指標 D_i が再度 - すなわち、比例値 p_{rop} が低下するまで - 増加する。これは、特にクールダウン及びポンプダウン段階中の、直列の圧縮機の経済的な動作を確実にする。

【0038】

優先値 PW から、温度制御ユニット TE は、所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ を決定する。全体を通して、算出は、優先値 PW が低い場合に、所望の入口温度 T を段階的に低下させることを確実にするための、質的な性質のものである。例えば、所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ は、最近測定した実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ の 90 % に設定することができる。この値に対するダウ

10

20

40

50

グレードは、例えば、ランプ関数を介して実現することができる。所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ のダウングレード中に、速度指標が依然として優先状態である場合は、所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ を、新たに、最後に測定した実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ の 90 %まで低下させる。所望の入口温度 $T_{\text{実際}}$ を実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ の 90 %まで低下させるダウングレード毎に、決定した所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ が、直列の圧縮機の入口において、指定された温度よりも高いかどうかを検証する。指定された温度が 4 K で、温度所望の値が 3.8 K であれば、値は、4 K に制限される。

【0039】

冷却リザーバ制御ボックス C を介して、それぞれの量の低温流体が第 1 の圧縮機 V_1 の入力の上流で暖かい流体に衝突し、よって、2 つの異なる暖かさの流体を混合することによって、流体は、以前に測定した実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ よりも低い混合温度を有する。より高い優先値 PW において、第 1 の圧縮機 V_1 の入口には、直列の圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 が既に過剰でない速度 n_1 で運転しているので、低温流体は、少量だけしか、又は全く衝突しない。

【0040】

本発明の変形例では、特に PI (比例積分) コントローラの一部であり、優先値 PW の時間積分を実行する積分器もまた、- 例えば、 $T_{\text{所望}}$ に対する温度ランプのある特定の峻度に到達するような様式で - 所望の入口温度 $T_{\text{所望}}$ の算出に影響を及ぼすことができる。

【0041】

制御全体を通して重要なことは、システム、特に圧縮機 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 を制御するための換算値を使用することである。したがって、圧縮機 V_i の換算速度 n_i 、換算は、例えば、以下の式を介して算出することができる。

【数13】

$$n_i = n_{i, \text{換算}} \cdot n_{i, \text{設計}} \cdot \sqrt{\frac{T_{i-1}}{T_{i, \text{設計}}}}$$

式中、 n_i は、圧縮機の速度 (所望の、又は実際の速度) であり、 $n_{i, \text{換算}}$ は、圧縮機 V_i の換算速度 (所望の、又は実際の速度) であり、 $n_{i, \text{設計}}$ は、圧縮機 V_i の指定速度又は設計速度であり、 T_{i-1} は、圧縮機 V_i の入口での温度であり、 $T_{i, \text{設計}}$ は、圧縮機 V_i の指定温度又は設計温度である。ここで、 T_0 ($i = 1$) は、第 1 の圧縮機 V_1 の実際の入口温度 $T_{\text{実際}}$ に等しい。同じ様式で、換算質量流量

【数14】

$$\dot{m}_{\text{換算}}$$

については、以下を適用する。

【数15】

$$\dot{m}_{\text{換算}} = \frac{\dot{m}_{\text{実際}}}{\dot{m}_{\text{設計}}} \cdot \frac{p_{\text{設計}}}{p_{\text{実際}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{実際}}}{T_{\text{設計}}}}$$

式中、

【数16】

$m_{\text{換算}}$

は、圧縮機を通しての換算質量流量表し、 $m_{\text{実際}}$ は、現在の質量流量であり、

【数17】

$m_{\text{設計}}$

10

は、それぞれの圧縮機について指定されたもの表す質量流量であり、 $p_{\text{設計}}$ は、それぞれの圧縮機での指定された圧力であり、 $T_{\text{設計}}$ は、指定された温度であり、 $p_{\text{実際}}$ は、それぞれの圧縮機での実際の入口圧力である。

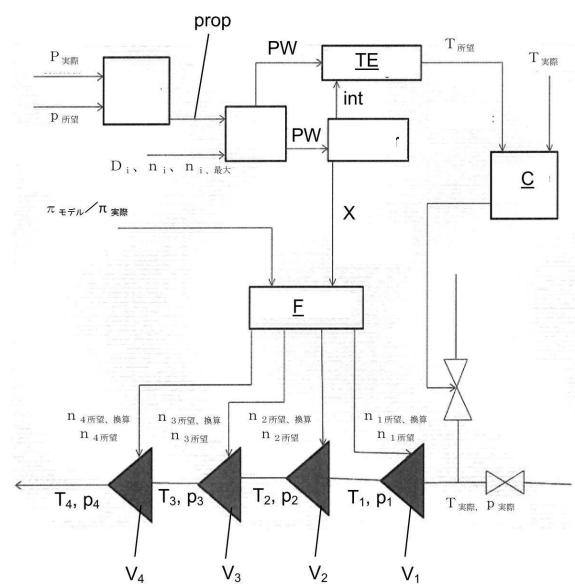
【0042】

【表1】

参照符号リスト：

P W	優先値	
p r o p	比例値	
i n t	積分値	
p _{i s t}	第1の圧縮機での実際の入口圧力	10
p _{所望}	第1の圧縮機での所望の入口圧力	
T E	温度制御ユニット	
C	冷却リザーバ制御ボックス	
F	制御関数	
X	容量係数	
D _i	第i番目の圧縮機の速度指標 (i = 1 ~ 4)	
n _i	第i番目の圧縮機の実際の速度 (i = 1 ~ 4)	
n _i 、最大	第i番目の圧縮機の最大速度 (i = 1 ~ 4)	
V _i	直列の第i番目の圧縮機 (i = 1 ~ 4)	
p _i	第i番目の圧縮機の出口での、及び/又は第(i+1)番目の圧縮機の入力部での実際の圧力 (i = 1 ~ 4)	20
n _i 、所望	第i番目の圧縮機の所望の速度 (i = 1 ~ 4)	
n _i 所望、換算	第i番目の圧縮機の換算した所望の速度 (i = 1 ~ 4)	
n _i 、設計	第i番目の圧縮機の指定速度及び/又は設計速度 (i = 1 ~ 4)	
T _{i s t}	実際の入口温度 (第1の圧縮機)	
T _{所望}	所望の入口温度 (第1の圧縮機)	
T _i	第(i+1)番目の圧縮機の入力部での、第i番目の圧縮機の出口での実際の温度 (i = 1 ~ 4)	30
T _i 、設計	第i番目の圧縮機の指定温度及び/又は設計温度 (i = 1 ~ 4)	
T _{コールドボック}	低温流体の温度	
S F	飽和関数	
π _{モデル}	モデル総圧力比	
π _{実際}	実際の総圧力比	
π _{設計}	設計総圧力比	40
X	容量係数	
X _{最小}	容量係数の最小値	
X _{最大}	容量係数の最大値	
P I	比例積分値	

【図1】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平07-077365(JP,A)
特開平08-136073(JP,A)
特開昭62-134462(JP,A)
米国特許出願公開第2005/0178134(US,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04D 27/00
F25B 1/053
F25B 11/00